

19



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

11 Veröffentlichungsnummer:

0 388 641  
A2

12

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 90103203.7

51 Int. Cl.<sup>5</sup>: E02F 9/22

22 Anmeldetag: 20.02.90

30 Priorität: 21.03.89 DE 3909205

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
26.09.90 Patentblatt 90/39

84 Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IT LI LU NL SE

71 Anmelder: HANOMAG AKTIENGESELLSCHAFT  
Hanomagstrasse 9  
D-3000 Hannover 91(DE)

72 Erfinder: Reich, Wolfgang, Dipl.-Ing.  
Buchenhöhe 13  
D-3355 Kalefeld 7/Echte(DE)  
Erfinder: Adrian, Franz-Werner, Dr.-Ing.  
Werzenkamp 35  
D-4600 Dortmund 14 (Grevel)(DE)

74 Vertreter: Rehberg, Elmar, Dipl.-Ing.  
Postfach 3162 Am Kirschberge 22  
D-3400 Göttingen(DE)

54 Hydraulikanlage für Baumaschinen, insbesondere für Radlader, Schlepper u. dgl.

67 Eine Hydraulikanlage für Baumaschinen, insbesondere Radlader, Schlepper u. dgl. ist mit einem über Hydraulikzylinder (3) betätigbaren Arbeitswerkzeug, insbesondere Ladeschaufel, versehen, wobei zur Betätigung der Hydraulikzylinder (3) eine von einer Druckquelle über ein Steuerventil (2) zu den Hydraulikzylindern (3) führender Hauptleitung (1) vorgesehen ist, von der nach dem Steuerventil (2)

eine zu mindestens einem Hydraulikspeicher (12) führende Verbindungsleitung (13) abzweigt, in der ein schaltbares Absperrventil (14) angeordnet ist. Es ist eine das Absperrventil (14) überbrückende Fülleitung (19, 20) vorgesehen, die die Hauptleitung (1) mit dem Hydraulikspeicher (12) verbindet. In der Fülleitung (19, 20) ist ein Druckminderventil (21) angeordnet.

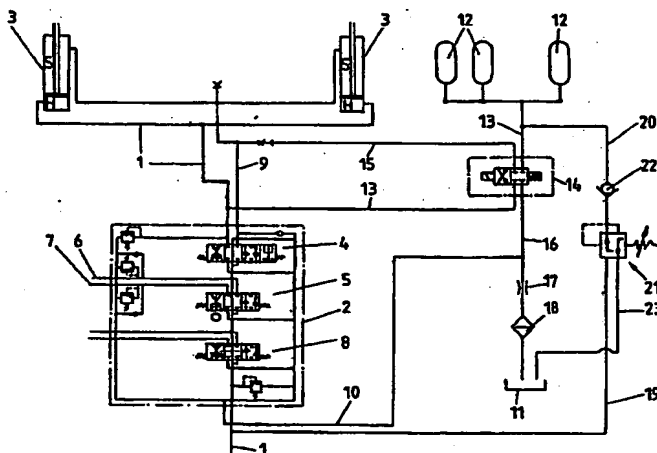


Fig. 1

EP 0 388 641 A2

Die Erfindung bezieht sich auf eine Hydraulikanlage für Baumaschinen, insbesondere Radlader, Schlepper u. dgl., mit einem über Hydraulikzylinder betätigbaren Arbeitswerkzeug, insbesondere Ladeschaufel, wobei zur Betätigung der Hydraulikzylinder eine von einer Druckquelle über ein Steuerventil zu den Hydraulikzylindern führende Hauptleitung vorgesehen ist, von der nach dem Steuerventil eine zu mindest einem Hydraulikspeicher führende Verbindungsleitung abzweigt, in der ein schaltbares Absperrventil angeordnet ist. In solchen Hydraulikanlagen wird über das manuell betätigbare Steuerventil das Arbeitswerkzeug, also insbesondere die Ladeschaufel gehoben, abgesenkt, gekippt usw., wobei mit der Ladeschaufel Güter aufgenommen und an anderer Stelle wieder abgekippt werden können. Neben der von der Druckquelle über das Steuerventil zu den Hydraulikzylindern führenden Hauptleitung ist natürlich auch eine Rückführung für das Hydraulikmedium vorgesehen, die jedoch in bekannter Weise angeordnet ist und benutzt wird.

Eine Hydraulikanlage der eingangs beschriebenen Art ist aus der DE-PS 28 56 583 bekannt. Neben den Hydraulikzylindern zum Heben und Senken der Ladeschaufel können natürlich auch in einem weiteren Teilkreis Hydraulikzylinder zum Kippen der Ladeschaufel vorgesehen sein. Über das Steuerventil können darüberhinaus noch Zusatzwerkzeuge schaltbar sein. Diese Hydraulikanlage ist mit einem Dämpfungssystem versehen, welches die Aufgabe hat, die Nickschwingungen eines Radladers mit gefüllter Ladeschaufel bei höheren Fahrgeschwindigkeiten zu dämpfen. Zu diesem Zweck zweigt von der Hauptleitung zwischen Steuerventil und Hydraulikzylinder eine Verbindungsleitung ab, die zu einem oder mehreren Hydraulikspeichern führt, die durch ein Luft- oder Gaspolster auf einen gasseitigen Druck von etwa 15 bis 20 bar vorgespannt sind. In dieser Verbindungsleitung ist ein schaltbares Absperrventil vorgesehen, welches von Hand schaltbar ist. Außerdem kann in der Verbindungsleitung zu dem Hydraulikspeicher noch eine Drossel vorgesehen sein. Die Handbetätigung des schaltbaren Absperrventils gestattet es, den durch die Hydraulikspeicher gebildeten Dämpfungskreis bewußt zu- oder abzuschalten, um die Dämpfungseigenschaften je nach Erfordernis bewußt zu verändern. Wenn die Baumaschine im Stand arbeitet und beispielsweise einen Fühvorgang der Ladeschaufel durchführt, ist es sinnvoll, das System aus Radlader und Ladeschaufel möglichst starr auszubilden, damit z. B. die Ladeschaufel beim Einfahren in aufzunehmendes Gut gezielt plan gehalten werden kann und nicht nach unten in das Gut absinkt. Umgekehrt ist es bei höheren Fahrgeschwindigkeiten (höher als etwa 5 km/h) sinnvoll, das Dämpfungssystem zuzuschalten, also

die zu dem Hydraulikzylinder führende Hauptleitung über die Verbindungsleitung an die Hydraulikspeicher anzuschließen, damit das Gesamtsystem aus Radlader und gefüllter Ladeschaufel verbesserte Dämpfungseigenschaften aufweist und auf diese Art und Weise die von Fahrbahnnunebenheiten herührenden Anstoßkräfte nicht zu vermehrten Nickbewegungen des Radladers führen können. Solche trotzdem auftretenden Nickbewegungen sollen durch die Dämpfung schnell zum Abklingen gebracht werden. Bei Beginn eines Füllzyklusses der Ladeschaufel eines Radladers muß u. U. Gestein von der Aufnahmestelle zunächst losgebrochen werden, wobei in den Hydraulikzylindern erhöhte Losreißdrücke auftreten, die bis zu 220 bar ansteigen können. Während dieses Losreißvorgangs sind die Hydraulikspeicher von der Hauptleitung abgesperrt, weil das schaltbare Absperrventil sich in seiner Schließstellung befindet. Infolgedessen können die Hydraulikspeicher durch den hohen Losreißdruck nicht beaufschlagt und damit auch nicht überlastet werden. Die Hydraulikzylinder sind dabei gegen falsche Betätigung des manuell schaltbaren Absperrventils jedoch nicht geschützt. Bei ordnungsgemäßer Betätigung jedoch ist das Absperrventil geschlossen. Nach dem Losreißvorgang wird die Ladeschaufel gekippt und angehoben, wobei die Hebebewegung durch entsprechende Betätigung des Steuerventils beendet wird. Es stellt sich sodann der Tragedruck in den Hydraulikzylindern ein, der von dem Gewicht der Ladeschaufel und dem Gewicht des aufgenommenen Guts in der Ladeschaufel bestimmt wird. Dieser Tragedruck kann durchaus bis zu 100 oder 120 bar betragen. Setzt sich nun der Radlader in Bewegung und führt eine entsprechende Fahrt aus, dann wird zu einem vom Fahrer wählbaren Zeitpunkt manuell oder automatisch das schaltbare Absperrventil im Sinn der Herstellung einer Verbindung zwischen den beiden Teilen der Verbindungsleitung umgeschaltet, so daß die Hydraulikzylinder mit dem Tragedruck von etwa 100 bar mit dem oder den Hydraulikspeichern, in denen lediglich der gasseitige Vorspanndruck in der Größenordnung von 15 bis 20 bar herrscht, der flüssigkeitsseitige Druck jedoch im Extremfall auch 0 bar betragen kann, verbunden werden. Durch die Herstellung dieser Verbindung strömt Hydraulikflüssigkeit aus den Hydraulikzylindern in Richtung auf den oder die Hydraulikspeicher, bis der entsprechende Druckausgleich erfolgt ist. Hierdurch erniedrigt sich der Tragedruck in den Hydraulikzylindern schlagartig, wodurch die Ladeschaufel mit dem Ladegut um einen Weg absinkt, der proportional dem Druckunterschied zwischen dem Ladedruck und dem Vorspanndruck ist. Dieses Absinken kann durchaus schlagartig erfolgen, wobei die Ladeschaufel um Wege bis in die Größenordnung von 0,5 m herabfallen kann, wodurch

wiederum die Gefahr besteht, daß ein Teil des Ladeguts aus der Ladeschaufel herausfällt. Unterbleibt das Zuschalten des Dämpfungssystems, dann wird zwar das Herabfallen der Ladeschaufel vermieden, der Radlader verhält sich jedoch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten dann als vergleichsweise steifes System und die Nickbewegungen können, insbesondere, wenn sie im Resonanzbereich sind, solche Ausmaße annehmen, daß nicht nur Ladegut verlorengehen kann, sondern auch beispielsweise die Hinterachse des Radladers so angehoben wird, daß der Radlader nicht mehr lenkbar ist. Um diese Situationen zu vermeiden, ist die Zuschaltung des Dämpfungssystems vorgesehen. Wenn man dieses Dämpfungssystem nicht manuell zu- und abschaltet, sondern das schaltbare Absperrventil beispielsweise fahrgeschwindigkeitsabhängig steuert, dann besteht die Gefahr, daß der Fahrer durch das Herabfallen der Ladeschaufel bei Überschreiten einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit überrascht wird. Dieses Absinken der Ladeschaufel ist unangenehm und hat die schon beschriebenen Nachteile.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Hydraulikanlage der eingangs beschriebenen Art dahingehend zu verbessern, daß trotz Zu- bzw. Abschalten eines Dämpfungssystems, welches Hydraulikspeicher aufweist, zu den Hydraulikzylindern des Arbeitswerkzeugs kein nennenswertes Absinken des Arbeitswerkzeugs beim Zuschalten des Dämpfungssystems mehr auftritt.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, daß eine das Absperrventil überbrückende Fülleitung vorgesehen ist, die die Hauptleitung mit dem Hydraulikspeicher verbindet, und daß in der Fülleitung ein Druckminderventil angeordnet ist. Die Erfindung geht von dem Gedanken aus, den oder die Hydraulikspeicher, die normalerweise nur mit ihrem Vorspanndruck aufgeladen sind, im Verlauf eines Füllvorgangs des Arbeitswerkzeugs bzw. der Ladeschaufel auf einen höheren Druck aufzuladen, der zumindest in etwa dem zu erwartenden Tragedruck entspricht, damit bei einem Verbinden der Hydraulikzylinder und der Hydraulikspeicher über das Absperrventil kein nennenswerter Mengenausgleich an Hydraulikflüssigkeit zwischen Hydraulikzylinder und Hydraulikspeicher stattfindet und sich so beim Zuschalten des Dämpfungssystems der Tragedruck in den Hydraulikzylindern möglichst wenig verändert. Natürlich wird der Tragedruck von dem Füllungsgrad des Arbeitswerkzeugs, von dem spezifischen Gewicht des Ladeguts und von dem Gewicht der Ladeschaufel, abhängig sein, so daß dieser Tragedruck in gewissen Grenzen bei einer bestimmten Baumaschine bei mehreren Arbeitszyklen schwanken kann. Diese Schwankungen sind jedoch nicht allzu groß. Wenn das Druckminderventil auf einen relativ hohen Druck eingestellt ist und die

Ladeschaufel bei einem bestimmten Füllvorgang nur teilweise gefüllt wird, kann es sogar vorkommen, daß der Ladedruck in den Hydraulikzylindern größer ist als der Tragedruck in den Hydraulikzylindern. Bei der Verbindung der Hydraulikzylinder mit den Hydraulikspeichern ist dies jedoch nicht nachteilig, weil dann die Ladesschaufel allenfalls geringfügig angehoben werden kann und jedenfalls ein Herabfallen vermieden wird. Natürlich muß die Fülleitung und das Druckminderventil solche Querschnitte zur Verfügung stellen, damit das Aufladen der Hydraulikspeicher zu Beginn eines Füllvorgangs, also insbesondere während der Losreißphase und vielleicht auch noch während des nachfolgenden Kipp- und Hebevorgangs stattfinden kann. Andererseits ist es aber erforderlich, den vollen Losreißdruck von bis zu 220 bar von den Hydraulikspeichern fernzuhalten, weil diese Hydraulikspeicher für einen derart hohen Druck nicht ausgelegt sind. Diese Funktionen erfüllt das Druckminderventil, welches in verschiedener Weise realisiert werden kann. Wichtig ist, daß das Druckminderventil den Druck in der Fülleitung zu den Hydraulikspeichern begrenzt und andererseits sicherstellt, daß der Ladedruck in den Hydraulikspeichern verbleibt, damit bei der nachfolgenden Verbindung zwischen Hydraulikzylindern und Hydraulikspeichern ein möglichst geringer Druckausgleich erfolgt. Zu diesem Zweck kann auch zwischen dem Druckminderventil und den Hydraulikspeichern ein Rückschlagventil in diesem Teil der Fülleitung vorgesehen sein. Die Fülleitung muß auf jeden Fall das Absperrventil überbrücken, d. h. sie kann entweder vor oder nach dem Steuerventil an die Hauptleitung angeschlossen sein. Die verschiedenen Anschlußmöglichkeiten richten sich nach dem Haupteinsatzzweck der betreffenden Baumaschinen und nach dem gewünschten Ergebnis. Die bewußte Druckaufladung der Hydraulikspeicher auf einen Ladedruck, der in etwa dem zu erwartenden Tragedruck des Arbeitswerkzeugs entspricht, macht es vorteilhaft möglich, daß das manuell schaltbare Absperrventil auch fahrgeschwindigkeitsabhängig oder abhängig vom Kippwinkel des Arbeitswerkzeugs angesteuert werden kann. Da das Herabfallen der Ladeschaufel vermieden wird und sich die Höhe der Ladeschaufel beim Zuschalten der Hydraulikspeicher nicht oder jedenfalls nicht nennenswert ändert, wird der Fahrer auch nicht mehr unangenehm überrascht. Er stellt vielmehr nur noch fest, daß einerseits beispielsweise Planierarbeiten mit feststehender Ladeschaufel durchgeführt werden können und andererseits die Nickschwingungen bei höheren Fahrgeschwindigkeiten sehr gut gedämpft werden.

Das Druckminderventil kann auf den Tragedruck der Hydraulikzylinder eingestellt sein. Zweckmäßig erfolgt die Einstellung auf einen durch-

schnittlich zu erwartenden Tragedruck oder auf den maximal möglichen Tragedruck der Hydraulikzylinder. Dieser Ladedruck liegt in der Größenordnung von 100 bis 120 bar, also in einem Druckbereich, für den die Hydraulikspeicher ausgelegt sind, ohne daß eine Überlastung oder Überbeanspruchung stattfindet.

Das Druckminderventil kann als Druckbegrenzungsventil oder als Druckabschneider ausgebildet sein. Unter einem Druckbegrenzungsventil wird ein solches Ventil verstanden, welches in der Fülleitung nur einen begrenzten Druck in Richtung auf die Hydraulikspeicher durchläßt und bei dem bei Überschreiten dieses einstellbaren Drucks Hydraulikmedium über eine Rücklauffeitung in einen Ölvorratsbehälter abgeführt wird. Diese Rückführung der Hydraulikflüssigkeit kann sich in einer nennenswerten Strömung bemerkbar machen, kann aber andererseits auch nur eine Leckölrate aufnehmen. Andererseits ist es auch möglich, das Druckminderventil als Druckabschneider auszubilden. Unter einem solchen Druckabschneider wird ein Ventil verstanden, welches bei Erreichen des eingestellten Drucks schließt, also die beiderseits angeschlossenen Teile der Fülleitung voneinander trennt und auf beiden Seiten abschließt. Man kann einen solchen Druckabschneider auch als Absperrventil oder Zweiwegeventil auffassen, wobei in der einen Stellung ein Durchgang vorgesehen ist, während in der anderen Stellung eine Abschlußfunktion erreicht wird. In den verschiedenen Ausführungsformen kann das Druckminderventil sich entweder selbst steuern oder aber über ein Steuerorgan, welches insbesondere druckabhängig ausgebildet sein kann, angesteuert werden.

Wenn die Fülleitung auch das Steuerventil überbrückt und an die Hauptleitung vor dem Steuerventil angeschlossen ist, wird der besondere Vorteil erreicht, daß immer die höchsten in der Hauptleitung vorkommenden Drücke zum Aufladen der Hydraulikspeicher benutzt werden. Solche Drücke treten beispielsweise während der Losreißphase des Füllvorgangs auf, wenn gleichzeitig die Ladeschaufel noch gekippt wird. Die Ausnutzung der höchsten Drücke in der Hauptleitung zum Aufladen der Hydraulikspeicher stellt sicher, daß der Aufladevorgang in vergleichsweise sehr kurzer Zeit stattfindet, wodurch die Querschnitte in der Fülleitung und im Druckminderventil entsprechend geringer gewählt werden können und auf jeden Fall sichergestellt ist, daß auch bei einem außergewöhnlich kurzen Losreißvorgang der vorgesehene Ladedruck in den Hydraulikspeicher sicher erreicht wird.

Das Druckminderventil kann über einen Rücklauffeitung an einen Ölvorratsbehälter angeschlossen sein, so daß Hydraulikmedium, insbesondere als Lecköl, in den Tank oder Ölvorratsbehälter zurückgeführt wird.

Es ist möglich, daß das Druckminderventil zeitabhängig durchströmbar ausgebildet ist oder mit einer insbesondere einstellbaren Drossel versehen ist. Diese Zeitabhängigkeit ist durchaus sinnvoll, so daß auf diese Art und Weise je nach der Länge der Losreißphase unterschiedlich hohe Ladedrücke in den Hydraulikspeichern abgespeichert werden können. Eine kurze Losreißphase deutet daraufhin, daß die Ladeschaufel nur teilweise gefüllt wird, so daß der Tragedruck in diesem Fall geringer ausfällt und auch ein geringerer Ladedruck in den Hydraulikzylindern diesem geringeren Tragedruck am ehesten entspricht. Umgekehrt deutet eine längere Losreißphase auf schwierigere Arbeitsbedingungen hin, wobei auch ein höherer Schaufelfüllungsgrad zu erwarten ist, ein höheres Ladegewicht auftritt und damit einem entsprechend höheren Tragedruck das Gleichgewicht durch einen höheren Ladedruck am besten gehalten wird.

Das Druckminderventil kann als Magnetventil ausgebildet sein und über einen Druckschalter in der zu dem Hydraulikspeicher führenden Teil der Fülleitung gesteuert werden. In diesem Fall ist das Druckminderventil normalerweise, d. h. bei Druckanstieg in der Fülleitung, geöffnet. Wird in dem Zweig der Fülleitung, die zu den Hydraulikspeichern führt, der vorgesehene Ladedruck erreicht, dann schaltet der Druckschalter das Magnetventil bzw. Druckminderventil um, so daß der Teil der Fülleitung, der zum Hydraulikspeicher führt, abgesperrt wird. Der gewünschte Ladedruck ist dann in den Hydraulikspeichern vorhanden. Es ist erkennbar, daß das Druckminderventil beispielsweise auch zeitabhängig gesteuert werden kann, wenn zu erwarten oder sichergestellt ist, daß der vorgesehene Ladedruck etwa konstant bei einer gewissen Zeitspanne erreicht wird.

Weiterhin ist es möglich, daß das schaltbare Absperrventil, welches die Hydraulikzylinder mit den Hydraulikspeichern verbindet, als fahrgeschwindigkeitsabhängig oder abhängig vom Kippwinkel des Arbeitswerkzeugs gesteuertes Magnetventil ausgebildet ist. Damit entfällt eine willkürliche manuelle Betätigung des Absperrventils durch den Fahrer, womit gleichzeitig die Gefahr einer Falschbetätigung vermieden ist. Hierdurch wiederum wird die Einschaltung eines Sicherheitsventils zum Schutz der Hydraulikspeicher gegen Auftreten von überhöhten Drücken entbehrlich.

Bei fahrgeschwindigkeitsabhängiger Steuerung des Magnetventils kann der Schalterpunkt so eingestellt sein, daß dieser erst im zweiten Gang überschritten werden kann. Damit ist einerseits sichergestellt, daß das Einfahren eines Radladers in ein aufzunehmendes Gut, welches erfahrungsgemäß im ersten Gang erfolgt, nicht dazu führen kann, daß dabei das Dämpfungssystem eingeschaltet wird. Hierdurch verbleibt die Ladeschaufel während des

Einfahrens und des Losreißvorgangs relativ steif, wie es u. a. auch für Planierzwecke durchaus gewünscht wird. Selbst ein Durchdrehen der Antriebsräder während der Losreißphase kann im ersten Gang nicht dazu führen, daß die Hydraulikspeicher mit den Hydraulikzylindern verbunden werden. Damit kann selbst ein Durchdrehen der Räder im ersten Gang nicht zu einer Verbindung zwischen Hydraulikzylinder und Hydraulikspeicher führen. Diese Verbindung wird vielmehr erst im zweiten Gang möglich gemacht, bei dem über ein entsprechend kleineres Drehmoment ein Durchdrehen der Räder nicht mehr möglich ist.

Das als Druckabschneider ausgebildete Druckminderventil kann auch pulsweitenmoduliert ausgebildet sein, d. h. es kann über eine Zeitabhängigkeit und über die Breite eines Steuerimpulses der Ladedruck in den Hydraulikspeichern festgelegt bzw. erreichbar sein.

Die Erfindung wird anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele weiter erläutert und beschrieben. Es zeigt :

Figur 1 ein Schaltschema der Hydraulikanlage in einer ersten Ausführungsform,

Figur 2 einen Ausschnitt aus der Hydraulikanlage gemäß Figur 1 mit einer anderen Ausbildung der für die Erfindung wesentlichen Teile,

Figur 3 einen Ausschnitt aus der Hydraulikanlage in einer dritten Ausführungsform und

Figur 4 einen Ausschnitt aus der Hydraulikanlage in einer vierten Ausführungsform.

Die in Figur 1 dargestellte Hydraulikanlage verfügt über eine nicht dargestellte Druckquelle, insbesondere eine ständig angetriebene Pumpe, von der eine Hauptleitung 1 über ein manuell betätigbares Steuerventil 2 üblicher Bauart zu Hydraulikzylinder 3 führt. Die Hydraulikzylinder 3 sind beidseitig beaufschlagbar. Die Hauptleitung 1 führt zu der Seite der Kolben der Hydraulikzylinder 3, die beim Hebevorgang der über die Hydraulikzylinder 3 beständigen, nicht dargestellten Ladeschaufel beaufschlagt werden. Das Steuerventil 2 besitzt eine Ventileinheit 4 zum Heben und Senken der Ladeschaufel, wobei die dargestellten vier Stellungen für die betreffenden Leitungen möglich sind. Eine Ventileinheit 5 im Steuerventil 2 dient zur Durchführung von Kippbewegungen an der Ladeschaufel über die Leitungen 6 und 7. Eine Ventileinheit 8 gestattet die Betätigung von Zusatzgeräten, beispielsweise einer Baumklammer über das Steuerventil 2. Von dem Steuerventil 2 führt andererseits eine Leitung 9 zu anderen Seite der Kolben der Hydraulikzylinder 3, wobei über diese Leitung 9 ein Senkvorgang eingeleitet wird. Eine Rücklaufleitung 10 führt in bekannter Weise von dem Steuerventil 2 zu einem Ölvorratsbehälter 11, der üblicherweise auch als Tank bezeichnet wird.

Es sind ein oder mehrere Hydraulikspeicher 12

vorgesehen, die über ein nicht dargestelltes Luft- oder Gaspolster auf einen Vorspanndruck in der Größenordnung von 15 bis 20 bar vorgespannt sind. Eine Verbindungsleitung 13 führt von der Hauptleitung 1 zwischen dem Steuerventil 2 und den Hydraulikzylindern 3 über ein schaltbares Absperrventil 14, welches, wie dargestellt, als Magnetventil ausgebildet sein kann, zu den Hydraulikspeichern 12. Von der Leitung 9 führt eine Leitung 15 zu dem Absperrventil 14. Andererseits ist das Absperrventil 14 über eine Rücklaufleitung 16 über eine Blende 17 und einen Filter 18, über die auch die Rücklaufleitung 10 geführt sein kann, zu dem Ölvorratsbehälter 11. Es ist erkennbar, daß das Absperrventil 14 zwei Stellungen aufweisen muß. In der einen dargestellten Stellung sind die vier angeschlossenen Leitungen 13, 15, 16 jeweils gegeneinander abgeschlossen. In der anderen Stellung sind die beiden Teile der Verbindungsleitung 13 aneinander angeschlossen und andererseits die Leitung 15 an die Rücklaufleitung 16 angeschlossen. Die letztere Stellung entspricht dem Stadium, wenn das Dämpfungssystem zugeschaltet ist, also die Hydraulikspeicher 12 über die Verbindungsleitung 13 an die Hauptleitung 1 und damit an die Hydraulikzylinder 3 angeschlossen sind. In der einfachsten Form kann das Absperrventil 14 manuell betätigbar sein, wobei dann zum Schutz der Hydraulikspeicher 12 gegen Überlastung ein Sicherheitsventil in der Verbindungsleitung 13 vorgesehen sein sollte. Wenn das Absperrventil 14 jedoch nicht manuell schaltbar ist, sondern fahrgeschwindigkeitsabhängig oder in Abhängigkeit von dem Erreichen eines bestimmten Kippwinkels des Arbeitsgeräts, kann auf ein solches Sicherheitsventil, wie dargestellt, verzichtet werden.

Das Steuerventil 2 und das Absperrventil 14 sind über eine Fülleitung 19, 20 überbrückt. Die Fülleitung 19 zweigt von der Hauptleitung 1 vor dem Schaltventil 2 ab und führt zu einem Druckminderventil 21, welches gemäß den dargestellten Symbolen als gesteuertes Druckbegrenzungsventil ausgebildet ist. Von dem Druckminderventil 21 führt der zweite Teil bzw. die Fülleitung 20 über ein Rückschlagventil 22 zu den Hydraulikspeichern 12. Eine Rücklaufleitung 23 verbindet das Druckminderventil 21 mit dem Ölvorratsbehälter 11.

Das Druckminderventil 21 ist so ausgebildet, daß es bei niedrigen auftretenden Drücken in der Fülleitung 19 offen ist, also die Fülleitungen 19 und 20 miteinander verbindet. Das Druckminderventil 21 ist auf einen Grenzdruck eingestellt, der dem gewünschten Ladedruck in den Hydraulikspeichern 12 entspricht und der in etwa dem zu erwartenden Tragedruck bei angehobener Ladeschaufel in der Hauptleitung 1 entspricht. Wird dieser eingestellte Grenzdruck erreicht und überschritten, dann schließt das Druckminderventil 21 die Fülleitung 20

ab und überschüssiges Öl oder Lecköl kann über die Rücklaufleitung 23 in den Ölvorratsbehälter 11 zurückströmen. Das Rückschlagventil 22 sorgt dafür, daß der eingestellte und gewünschte Ladedruck in den Hydraulikspeichern 12 abgespeichert und aufrechterhalten wird.

Ein Füllvorgang der Ladeschaufel läuft wie folgt ab: Zunächst einmal fördert die kontinuierlich angetriebene Druckquelle Hydraulikmedium ohne nennenswerten Überdruck im Umlauf, wobei die einzelnen Bestandteile, Ventile u. dgl., so eingestellt sind, wie dies Figur 1 zeigt. Das Absperrventil 14 ist geschlossen. Das Steuerventil 2 befindet sich in seiner dargestellten Ausgangsstellung und das Druckminderventil 21 ist geöffnet. Da in der Fülleitung 19 kein nennenswerter Druck herrscht, sind die Hydraulikspeicher 12 nur mit ihrem Vorspanndruck belastet. Das Absperrventil 14 möge fahrgeschwindigkeitsabhängig gesteuert werden. Diese Steuerung möge so eingestellt und ausgelegt sein, daß eine bestimmte Fahrgeschwindigkeitsgrenze in der Größenordnung von 6 km/h erst im zweiten Gang erreichbar ist. Wenn nun der Radlader an eine Stelle für aufzunehmendes Gut, beispielsweise Gestein in einem Steinbruch, herankommt, geschieht dies im ersten Gang, so daß das Absperrventil 14 seine in Figur 1 dargestellte geschlossene Stellung einnimmt. Der Füllvorgang beginnt nun mit der Losreißphase, bei der Gestein von der Aufnahme- stelle losgerissen werden muß. Dies erfolgt durch entsprechende Betätigung des Steuerventils 2 bei weitgehend stillgesetztem Radlader. Dabei werden die Ventileinheiten 4 und/oder 5 so verschoben, daß über die Hauptleitung 1 und/oder die Leitung 6 oder 7 die entsprechende Bewegung an der Ladeschaufel angesteuert wird. Hierbei tritt in dem Teil der Hauptleitung 1, der von der Druckquelle zu dem Steuerventil 2 herangeführt ist, ein sehr hoher Druck auf, der bis in die Größenordnung von 220 bar in der Spitze ansteigen kann. Demzufolge steigt auch der Druck in der Fülleitung 19 und über das geöffnete Druckminderventil 21 in der Fülleitung 20 und damit in den Hydraulikspeichern 12 an. Die Hydraulikspeicher 12 werden auf einen gewünschten Ladedruck aufgeladen, der durch die Einstellung des Druckminderventils 21 begrenzt ist. Der eingestellte Ladedruck kann in der Größenordnung 100 bis 120 bar liegen. Sobald dieser Druck erreicht ist, schaltet das Druckminderventil 21 um, so daß auch bei fortschreitender Druckerhöhung in der Fülleitung 19 die Hydraulikspeicher 12 vor diesem erhöhten Druck geschützt sind. Wenn die Losreißphase beendet ist und die Ladeschaufel auf die für das Fahren des Radladers gewünschte Höhe angehoben ist, wird das Steuerventil 2 entsprechend umgeschaltet, wodurch der Teil der Hauptleitung 1 zwischen dem Steuerventil 2 und den Hydraulikzylindern 3 abgesperrt wird. In die-

sem Teil der Hauptleitung 1 wird sich ein Druck aufbauen, der als Tragedruck bezeichnet ist und der dem Gewicht der Ladeschaufel und des aufgenommenen Gutes entspricht. Dieser Tragedruck kann auch etwa in der Größenordnung von 100 bis 120 bar betragen und ist vom Füllungsgrad der Ladeschaufel und dem spezifischen Gewicht des Ladeguts sowie weiteren Faktoren abhängig. Seine Schwankungen sind jedoch nur relativ gering. Setzt sich nun der Radlader im Sinn eines Fahrvorgangs in Bewegung, dann wird bei Überschreiten einer gewissen Fahrgeschwindigkeit, beispielsweise 6 km/h, im zweiten Gang der eingestellte Schaltepunkt des Absperrventils 14 überschritten, so daß dieses in seine andere in Figur 1 dargestellte Stellung umschaltet. Dabei werden nunmehr die beiden Teile der Verbindungsleitung 13 aneinander angeschlossen, so daß letztlich die Hydraulikzylinder 3 über die Leitungen 1 und 13 mit dem Hydraulikspeichern 12 schlagartig verbunden werden. Da der Tragedruck in etwa dem Ladedruck der Hydraulikspeicher 12 entspricht, findet keine nennenswerte Verschiebung von Hydraulikmedium und damit auch kein nennenswerter Druckausgleich statt, so daß das nachteilige Herabfallen oder Herabsinken der Ladeschaufel nach dem Zuschalten der Hydraulikspeicher 12 zu dem Hydraulikzylindern 3 über das Absperrventil 14 unterbleibt. Sobald der Radlader die Abladestelle, beispielsweise einen LKW, erreicht hat, wird gegen Ende der Fahrbewegung die Fahrgeschwindigkeit von 6 km/h unterschritten, wodurch das Absperrventil 14 wiederum in seine in Figur 1 dargestellte Stellung zurückschaltet, so daß die Hydraulikspeicher 12 von den Hydraulikzylindern 3 getrennt sind. Auch dabei ändert sich der Druck in der Leitung 1 nicht, so daß keine Höhenbewegung der Ladeschaufel stattfindet. Es folgt in bekannter Weise das Abkippen des Ladeguts.

Das Entspannen der Hydraulikspeicher 12 von dem eingeschlossenen Ladedruck auf den Vorspanndruck findet während der Rückfahrt des Radladers von der Abladestelle zur Aufladestelle statt, wenn die eingestellte Fahrgeschwindigkeit von 6 km/h überschritten wird. Es wird also hier das Dämpfungssystem eingeschaltet, was zur bewußten Dämpfung von Nickschwingungen während der Fahrt ausgenutzt wird. Da das Ladegewicht infolge abgekippter Last fehlt, wird sich auch in den Hydraulikspeichern 12 ein vergleichsweise niedriger Restdruck einstellen. An der Aufladestelle bzw. bei Unterschreiten der eingestellten Fahrgeschwindigkeit schaltet das Absperrventil 14 wieder um und es kann ein erneuter Füllzyklus beginnen.

Figur 2 zeigt nur den für die Erfindung wesentlichen Ausschnitt aus der Hydraulikanlage, die ansonsten unverändert gegenüber der Ausbildung gemäß Figur 1 ist. Die Fülleitung 19 zweigt hier nicht

von der Hauptleitung 1 ab, sondern entnimmt Hydraulikmedium aus dem Ölvorratsbehälter 11. Es ist eine gesonderte Pumpe 24 in der Fülleitung 19 vorgesehen. Das Druckminderventil 21 ist hier als Zwei-Stellungs-Magnetschaltventil ausgebildet. Es wird zwischen seinen beiden dargestellten Stellungen über einen Druckschalter 25 gesteuert, der auf einen gewünschten Ladedruck in der Fülleitung 20 eingestellt ist. Zu Beginn eines Füllvorgangs der Ladeschaufel, z. B. während der Losreißphase, wird die Pumpe 24 betätigt und über die miteinander verbundenen Füllleitungen 19 und 20 die Hydraulikspeicher 12 aufgeladen. Ist der an dem Druckschalter 25 eingestellte Ladedruck erreicht, so schaltet dieser das Druckminderventil in seine andere Stellung um, so daß der Ladedruck in den Hydraulikspeichern 12 abgeschlossen wird und die möglicherweise nachlaufende Pumpe 24 über die Rücklaufleitung 23 im Umlauf fördert. Die Pumpe 24 kann dann auch stillgesetzt werden. Ein Umschalten des Absperrventils 14 führt dann wiederum zur Verbindung der Hydraulikzylinder 3 mit den Hydraulikspeichern 12.

Bei der Ausführungsform gemäß Figur 3 ist das Druckminderventil 21 als Druckabschneider ausgebildet. Es besitzt die beiden Stellungen, in welchen die Füllleitungen 19 und 20 entweder gegeneinander abgesperrt oder aneinander angeschlossen sind. Die Steuerung des Druckminderventils 21 erfolgt über den Druckschalter 25 entsprechend dem in der Fülleitung herrschenden Druck. Die Fülleitung 19 ist hier wie bei dem Ausführungsbeispiel der Figur 1 an die Hauptleitung 1 vor dem Steuerventil 2 angeschlossen. Eine Rückführung von Hydraulikmedium in den Vorratsbehälter 11 erfolgt hier nicht. Die Hydraulikanlage ist über das im Steuerventil 2 integrierte Druckbegrenzungsventil geschützt.

Figur 4 zeigt eine Ausführungsform des Druckminderventils 21, welches derjenigen gemäß Figur 1 entspricht. Auch die Schaltung ist durchaus ähnlich, mit der einen Ausnahme, daß die Fülleitung 19 hier nicht an die Hauptleitung 1 vor dem Steuerventil 2, sondern über den einen Teil der Fülleitung 13 an die Hauptleitung 1 nach dem Steuerventil 2 angeschlossen ist. Damit werden u. U. nicht die höchsten in der Hauptleitung 1 vorkommenden Drücke zur Abspeicherung des Ladedrucks in den Hydraulikspeichern 12 benutzt; diese Schaltung kann jedoch durchaus sinnvoll oder gewünscht sein. Eine Drossel 26 kann dem Druckminderventil 21 zugeordnet oder in diesem integriert sein. Die Drossel 26 kann auch in der Fülleitung 19 oder der Fülleitung 20 angeordnet sein. Der Drosselquerschnitt kann einstellbar sein, um auf diese Art und Weise eine Zeitabhängigkeit einzuführen, damit abhängig über die Zeit unterschiedliche Ladedrücke in den Hydraulikspeichern 12 abgespeichert wer-

den können, die unterschiedlichen Füllungsgraden einer Ladeschaufel entsprechen können, so daß auf diese Art und Weise eine noch bessere Anpassung des jeweiligen Ladedrucks an den jeweiligen Tragedruck in den Hydraulikzylindern 3 erfolgt. Damit wird die Druckdifferenz zwischen den beiden genannten Drücken noch kleiner. Im Extremfall unterbleibt jegliche vertikale Bewegung der Ladeschaufel bei einem Zuschaltvorgang über das Absperrventil 14. Es sei aber ausdrücklich darauf hingewiesen, daß Druckunterschiede zwischen dem Tragedruck und dem Ladedruck in der Größenordnung von 10 bis 20 bar beim Verbinden der Hydraulikzylinder 3 mit den Hydraulikspeichern 12 sich nicht nachteilig bemerkbar machen, weil ein hierdurch verursachtes Absinken der Ladeschaufel innerhalb der Federbewegungen des Radladers während der Fahrt untergehen und vom Fahrer regelmäßig überhaupt nicht mehr bemerkt werden.

#### Bezugszeichenliste :

- 1 = Hauptleitung
- 2 = Steuerventil
- 3 = Hydraulikzylinder
- 4 = Ventileinheit
- 5 = Ventileinheit
- 6 = Leitung
- 7 = Leitung
- 8 = Ventileinheit
- 9 = Leitung
- 10 = Rücklaufleitung
- 11 = Ölvorratsbehälter
- 12 = Hydraulikspeicher
- 13 = Verbindungsleitung
- 14 = Absperrventil
- 15 = Leitung
- 16 = Rücklaufleitung
- 17 = Blende
- 18 = Filter
- 19 = Fülleitung
- 20 = Fülleitung
- 21 = Druckminderventil
- 22 = Rückschlagventil
- 23 = Rücklaufleitung
- 24 = Pumpe
- 25 = Druckschalter
- 26 = Drossel

#### Ansprüche

1. Hydraulikanlage für Baumaschinen, insbesondere Radlader, Schlepper u. dgl., mit einem über Hydraulikzylinder (3) betätigbaren Arbeitswerkzeug, insbesondere Ladeschaufel, wobei zur Betätigung der Hydraulikzylinder (3) eine von einer

Druckquelle über ein Steuerventil (2) zu den Hydraulikzylindern (3) führende Hauptleitung (1) vorgesehen ist, von der nach dem Steuerventil (2) eine zu mindestens einem Hydraulikspeicher (12) führende Verbindungsleitung (13) abzweigt, in der ein schaltbares Absperrventil (14) angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß eine das Absperrventil (14) überbrückende Fülleitung (19, 20) vorgesehen ist, die die Hauptleitung (1) mit dem Hydraulikspeicher (12) verbindet, und daß in der Fülleitung (19, 20) ein Druckminderventil (21) angeordnet ist.

5

10

2. Hydraulikanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckminderventil (21) auf den Tragedruck der Hydraulikzylinder (3) eingestellt ist.

15

3. Hydraulikanlage nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckminderventil (21) als Druckbegrenzungsventil oder als Druckabschneider ausgebildet ist.

4. Hydraulikanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fülleitung (19, 20) auch das Steuerventil (2) überbrückt und an die Hauptleitung (1) vor dem Steuerventil (2) angeschlossen ist.

20

5. Hydraulikanlage nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckminderventil (21) über eine Rücklaufleitung (23) an einen Ölvorratsbehälter (21) angeschlossen ist.

25

6. Hydraulikanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckminderventil (21) zeitabhängig durchströmbar ausgebildet ist oder mit einer insbesondere einstellbaren Drossel (26) versehen ist.

30

7. Hydraulikanlage nach Anspruch 1 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckminderventil (21) als Magnetventil ausgebildet ist und über einen Druckschalter (25) in der zu dem Hydraulikspeicher (12) führenden Teil der Fülleitung (20) gesteuert wird.

35

8. Hydraulikanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das schaltbare Absperrventil (14) als fahrgeschwindigkeitsabhängig oder abhängig vom Kippwinkel des Arbeitswerkzeugs gesteuertes Magnetventil ausgebildet ist.

40

9. Hydraulikanlage nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß bei fahrgeschwindigkeitsabhängiger Steuerung des Magnetventils der Schalterpunkt so eingestellt ist, daß dieser erst im zweiten Gang überschritten werden kann.

45

10. Hydraulikanlage nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das als Druckabschneider ausgebildete Druckminderventil (21) pulsbreitenmoduliert ausgebildet ist.

50

55



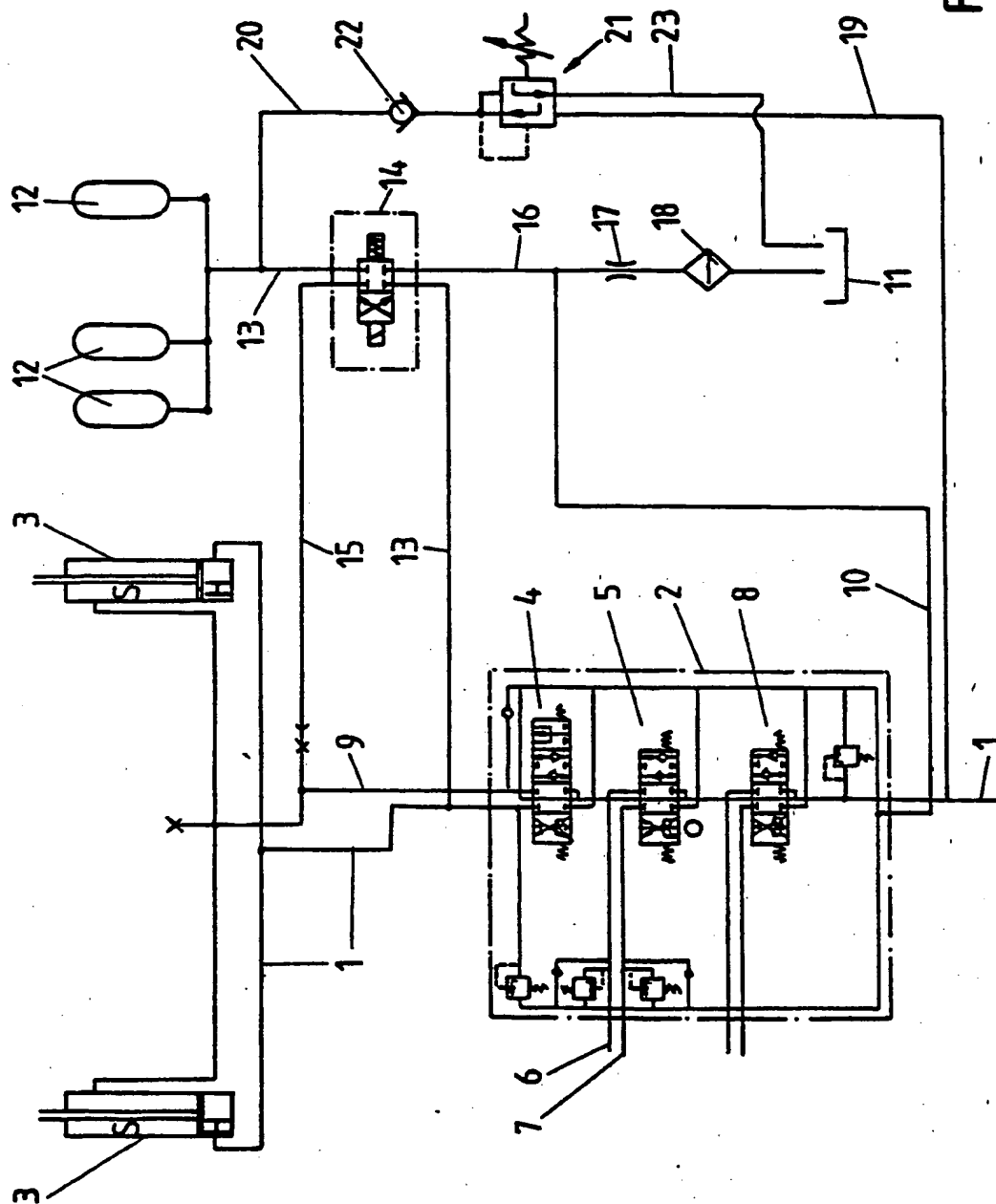


Fig. 1

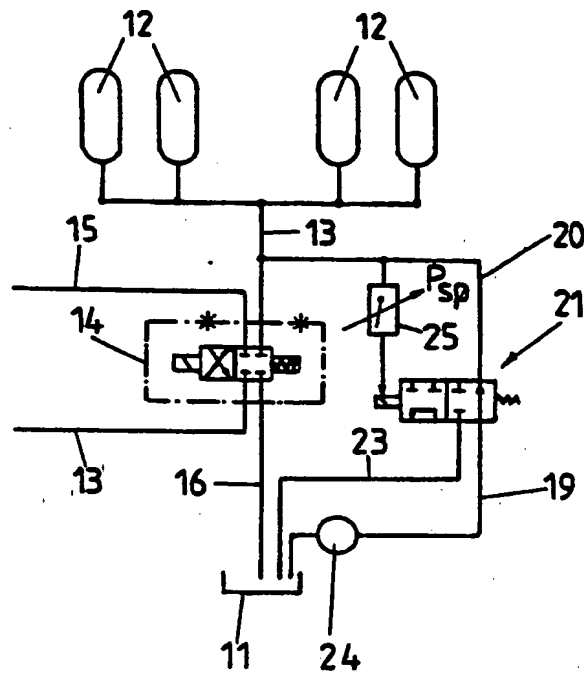


Fig. 2

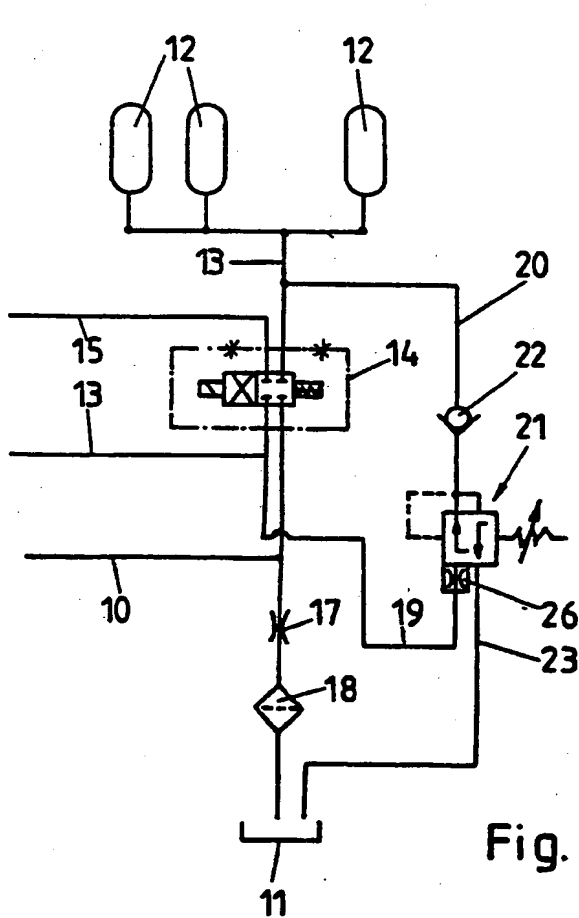


Fig. 4

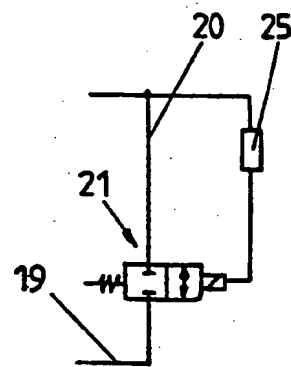


Fig. 3

The invention relates to a hydraulic system for construction machines, especially wheeled loaders, tractors and the like, having a working tool, especially a bucket, which can be operated via hydraulic cylinders, a main line, which leads from a pressure source via a control valve to the hydraulic cylinders, being provided in order to operate the hydraulic cylinders, from which main line there branches off after the control valve a connecting line which leads to at least one hydraulic reservoir and in which a switchable shut-off valve is arranged. In such hydraulic systems, the working tool, that is to say especially the bucket, is raised, lowered, tilted, etc. via the manually operable control valve, and materials can be picked up with the bucket and tipped off again in another place. In addition to the main line leading from the pressure source via the control valve to the hydraulic cylinders, there is, of course, also a return line for the hydraulic medium, although this is arranged and used in a known way.

A hydraulic system of the type described in the introduction is known from German Patent Specification 2,856,583. In addition to the hydraulic cylinders for raising and lowering the bucket, hydraulic cylinders for tipping the bucket can, of course, also be provided in a further part circuit. Furthermore, additional tools can also be connected via the control valve. This hydraulic system is provided with a damping system, the function of which is to damp the pitch vibrations of a wheeled loader with a full bucket at higher driving speeds. For this purpose, there branches off from the main line between the control valve and the hydraulic cylinder a connecting line leading to one or more hydraulic reservoirs which are pressurised to a gas pressure of approximately 15 to 20 bar by an air or gas cushion. A switchable shut-off valve which can be switched by hand is provided in this connecting line. Moreover, a restrictor can also be provided in the connecting line to the hydraulic reservoir. The manual operation of the switchable shut-off valve makes it possible deliberately to cut in or cut out the

damping circuit formed by the hydraulic reservoirs, in order to vary the damping properties deliberately according to requirements. When the construction machine is working on the spot and, for example, is performing an operation to fill the bucket, it is expedient to make the system composed of the wheeled loader and of the bucket as rigid as possible, so that, for example, the bucket, when moving into material to be picked up, can be kept level in a controlled manner and does not drop down into the material. Conversely, at higher driving speeds (higher than approximately 5 km/h), it is expedient to cut in the damping system, that is to say connect the main line leading to the hydraulic cylinder to the hydraulic reservoirs via the connecting line, so that the entire system composed of the wheeled loader and of the filled bucket has improved damping properties and consequently the impact forces originating from road unevenness cannot lead to increased pitching movements of the wheeled loader. Such pitching movements which nevertheless occur are to be cancelled quickly by means of the damping. At the start of a filling cycle of the bucket of a wheeled loader, rock sometimes first has to be broken loose from the pick-up point, increased breaking-loose pressures which can rise to 220 bar occurring in the hydraulic cylinders. During this breaking-loose operation, the hydraulic reservoirs are shut off from the main line, because the switchable shut off valve is in its closed position. As a result, the hydraulic reservoirs cannot be subjected to the high breaking-loose pressure and therefore also cannot be overloaded. However, the hydraulic cylinders are not protected against incorrect actuation of the manually switchable shut-off valve. But if actuated properly, the shut-off valve is closed. After the breaking-loose operation, the bucket is tipped and raised, the lifting movement being terminated by corresponding actuation of the control valve. The supporting pressure, which is determined by the weight of the bucket and the weight of the material picked up in the bucket, is then established in the

hydraulic cylinders. This supporting pressure can easily amount to 100 or 120 bar. Now when the wheeled loader is set in motion and makes a corresponding trip, then at a moment selectable by the driver the switchable shut-off valve is changed over manually or automatically with the effect of making a connection between the two parts of the connecting line, so that the hydraulic cylinders with the supporting pressure of approximately 100 bar are connected to the hydraulic reservoir or hydraulic reservoirs, in which there prevails only the pressurising gas pressure of the order of 15 to 20 bar, although the fluid pressure can even be 0 bar in an extreme case. By making this connection, hydraulic fluid flows out of the hydraulic cylinders in the direction of the hydraulic reservoir or hydraulic reservoirs, until the corresponding pressure compensation has taken place. As a result, the supporting pressure in the hydraulic cylinders drops abruptly, with the result that the bucket together with the loaded material descends over a distance which is proportional to the pressure difference between the charging pressure and the pressurising pressure. This descent can take place with complete abruptness, and the bucket can fall down over distances up to the order of 0.5 m, thus giving rise, in turn, to the risk that some of the loaded material will fall out of the bucket. If the cut-in of the damping system is absent, then, although the fall of the bucket is avoided, nevertheless the wheeled loader behaves, at higher driving speeds, as a comparatively rigid system, and the pitching movements, especially when they are in the resonant range, can assume such dimensions that not only can the loaded material be lost, but also, for example, the rear axle of the wheeled loader is raised to such an extent that the wheeled loader can no longer be steered. To avoid these situations, the cut-in of the damping system is provided. If this damping system is not cut in and cut out manually, but the switchable shut-off valve is controlled, for example, as a function of the driving speed, then there is the risk that the driver will be

surprised by the fall of the bucket when a specific driving speed is exceeded. This drop of the bucket is unpleasant and has the disadvantages already described.

5 The object on which the invention is based is to improve a hydraulic system of the type described in the introduction, to the effect that, despite the cut-in or cut-out of a damping system, having hydraulic reservoirs, as regards the hydraulic cylinders of the working tool, there is no longer any appreciable drop of the working  
10 tool when the damping system is cut in.

This is achieved, according to the invention, in that a filling line which bridges over the shut-off valve and connects the main line to the hydraulic reservoir is provided, and in that a pressure-reducing valve is  
15 arranged in the filling line. The invention proceeds from the notion of charging the hydraulic reservoir or hydraulic reservoirs, normally charged only with their pressurising pressure, in the course of an operation to fill the working tool or the bucket, to a higher pressure  
20 which corresponds at least approximately to the supporting pressure to be expected, so that, when the hydraulic cylinders and the hydraulic reservoirs are connected via the shut-off valve, no appreciable compensation in quantity of hydraulic fluid between  
25 hydraulic cylinder and hydraulic reservoir takes place and consequently, when the damping system is cut in, the supporting pressure in the hydraulic cylinders varies as little as possible. Of course, the supporting pressure will depend on the degree of filling of the working tool, on the specific gravity of the loaded material and on the  
30 weight of the bucket, so that this supporting pressure can fluctuate within particular limits on a specific construction machine during a plurality of work cycles. However, these fluctuations are not excessively high. If  
35 the pressure-reducing valve is set to a relatively high pressure and the bucket is filled only partially during a specific filling operation, it can even happen that the charging pressure in the hydraulic cylinders is higher than the supporting pressure in the hydraulic cylinders.

However, this is not a disadvantage when the hydraulic cylinders are connected to the hydraulic reservoirs, because the bucket can then be raised at most slightly and at all events a fall is avoided. Of course, the filling line and the pressure-reducing valve must provide cross-sections which are such that the charging of the hydraulic reservoirs can take place at the start of a filling operation, that is to say, in particular, during the breaking-loose phase, and perhaps also even during the subsequent tipping and lifting operation. On the other hand, however, it is necessary to keep the full breaking-loose pressure of up to 220 bar away from the hydraulic reservoirs, because these hydraulic reservoirs are not designed for such a high pressure. These functions are performed by the pressure-reducing valve which can be produced in various ways. It is important that the pressure-reducing valve should limit the pressure in the filling line to the hydraulic reservoirs and, on the other hand, ensure that the charging pressure remains in the hydraulic reservoirs, so that as little pressure compensation as possible occurs during the subsequent connection between the hydraulic cylinders and the hydraulic reservoirs. For this purpose, a non-return valve can also be provided in this part of the filling line between the pressure-reducing valve and the hydraulic reservoirs. At all events, the filling line must bridge over the shut-off valve, that is to say it can be connected to the main line either upstream of or downstream of the control valve. The various connection possibilities are governed by the main purpose of use of the particular construction machines and by the desired result. The deliberate pressure charging of the hydraulic reservoirs to a charging pressure corresponding approximately to the expected supporting pressure of the working tool makes it advantageously possible that the manually switchable shut-off valve can also be controlled as a function of the driving speed or as a function of the tilt angle of the working tool. Since the fall of the bucket is prevented and the height of the bucket does not

change or, at all events, does not change appreciably when the hydraulic reservoirs are cut in, the driver is also no longer unpleasantly surprised. On the contrary, he now simply finds that, on the one hand, for example  
5 levelling work can be carried out with a stationary bucket and, on the other hand, the pitch vibrations at higher driving speeds are damped very effectively.

The pressure-reducing valve can be set to the supporting pressure of the hydraulic cylinders. The  
10 setting to an average expected supporting pressure or to the maximum possible supporting pressure of the hydraulic cylinders is expediently carried out. This charging pressure is of the order of 100 to 120 bar, that is to say in a pressure range for which the hydraulic reser-  
15 voirs are designed, without an overload or overstress occurring.

The pressure-reducing valve can be constructed as a pressure-limiting valve or as a pressure-curtailment device. By a pressure-limiting valve is meant a valve  
20 which transmits only a limited pressure in the direction of the hydraulic reservoirs in the filling line, and in which hydraulic medium is discharged into an oil reservoir via a return line when this adjustable pressure is exceeded. This return of the hydraulic fluid can become  
25 noticeable as an appreciable flow, but on the other hand can also assume only a leakage-oil rate. It is also possible, on the other hand, to construct the pressure-reducing valve as a pressure-curtailment device. By such a pressure-curtailment device is meant a valve, which  
30 closes when the set pressure is reached, that is to say which separates the parts of the filling line connected on both sides from one another and closes them off on both sides. Such a pressure-curtailment device can also take the form of a shut-off valve or two-way valve, a  
35 passage being provided in one position, whilst a closing-off function is achieved in the other position. In the various embodiments, the pressure-reducing valve can either be self-controlled or else be controlled via a control member which, in particular, can be constructed



as a function of pressure.

If the filling line also bridges over the control valve and is connected to the main line upstream of the control valve, this affords the special advantage that the highest pressures occurring in the main line are always used for charging the hydraulic reservoirs. Such pressures occur, for example, during the breaking-loose phase of the filling operation, when the bucket is also being tipped at the same time. The utilisation of the highest pressures in the main line for charging the hydraulic reservoirs ensures that the charging operation takes place in a comparatively very short time, with the result that the cross-sections in the filling line and in the pressure-reducing valve can be chosen correspondingly smaller, and at all events it is ensured that, even in an unusually short breaking-loose operation, the intended charging pressure in the hydraulic reservoir is reliably reached.

The pressure-reducing valve can be connected to an oil reservoir via a return line, so that hydraulic medium, especially as leakage oil, is returned to the tank or oil reservoir.

It is possible that the pressure-reducing valve is constructed such that flow can pass through it as a function of time, or is provided with a restrictor which can, in particular, be set. This time function is perfectly expedient, so that, depending on the length of the breaking-loose phase, varyingly high charging pressures can thereby be stored in the hydraulic reservoirs. A short breaking-loose phase indicates that the bucket is filled only partially, so that in this case the supporting pressure is lower and also a lower charging pressure in the hydraulic cylinders corresponds best of all to this lower supporting pressure. Conversely, a longer breaking-loose phase indicates more difficult working conditions, in which case a higher degree of filling of the bucket is also to be expected, a higher loading rate occurs, and therefore the equilibrium is best maintained relative to a correspondingly higher supporting pressure

by a higher charging pressure.

5 The pressure-reducing valve can be constructed as a solenoid valve, and be controlled via a pressure switch in the part of the filling line leading to the hydraulic reservoir. In this case, the pressure-reducing valve is normally, that is to say in the event of a pressure rise in the filling line, opened. When the intended charging pressure is reached in the branch of the filling line leading to the hydraulic reservoirs, the pressure switch  
10 changes over the solenoid valve or pressure-reducing valve, so that the part of the filling line leading to the hydraulic reservoir is shut off. The desired charging pressure is then present in the hydraulic reservoirs. It can be seen that the pressure-reducing valve can also, for example, be controlled as a function of time, when it  
15 is to be expected or it is ensured that the intended charging pressure is reached approximately constantly during a particular timespan.

20 It is possible, furthermore, that the switchable shut-off valve, connecting the hydraulic cylinders to the hydraulic reservoirs, is constructed as a solenoid valve which is controlled as a function of the driving speed or as a function of the tilt angle of the working tool. This avoids the need for an arbitrary manual actuation of the  
25 shut-off valve by the driver, thereby at the same time avoiding the risk of incorrect actuation. The cut-in of a safety valve for protecting the hydraulic reservoirs against the occurrence of excessively high pressures thereby in turn becomes superfluous.

30 When the solenoid valve is being controlled as a function of the driving speed, the switching point can be set such that said switching point cannot be exceeded until in second gear. This, on the one hand, ensures that the introduction of a wheeled loader into a material to  
35 be picked up, which, as experience has shown, takes place in first gear, cannot lead to the cut-in of the damping system. As a result, the bucket remains relatively rigid during the introduction and the breaking-loose operation, as is plainly desirable, among other things also for

levelling purposes. Even a spin of the driving wheel during the breaking-loose phase cannot, in first gear, lead to the hydraulic reservoirs being connected to the hydraulic cylinders. Thus, even a spin of the wheels in  
5 first gear cannot lead to a connection between the hydraulic cylinder and hydraulic reservoir. On the contrary, this connection is made possible only in second gear, in which a spin of the wheels is no longer possible on account of a correspondingly lower torque.

10 The pressure-reducing valve which is constructed as a pressure-curtaiment device can also be constructed in a pulse-width-modulated manner, that is to say the charging pressure in the hydraulic reservoirs can be fixed or obtainable via a time function and via the width  
15 of a control pulse.

The invention is further explained and described by means of preferred exemplary embodiments. In the drawing:

Figure 1 shows a circuit diagram of the hydraulic system  
20 in a first embodiment,

Figure 2 shows a cutout from the hydraulic system according to Figure 1 with another design of the parts essential for the invention,

Figure 3 shows a cutout from the hydraulic system in a  
25 third embodiment, and

Figure 4 shows a cutout from the hydraulic system in a fourth embodiment.

The hydraulic system illustrated in Figure 1 has a pressure source (not shown), especially a continuously  
30 driven pump, from which a main line 1 leads to hydraulic cylinders 3 via a manually actuable control valve 2 of conventional type. The hydraulic cylinders 3 can be loaded on both sides. The main line 1 leads to the side of the pistons of the hydraulic cylinders 3 which are  
35 loaded during the operation of lifting the bucket (not shown) actuated via the hydraulic cylinders 3. The control valve 2 possesses a valve unit 4 for lifting and lowering the bucket, the four positions shown being possible for the respective lines. A valve unit 5 in the

control valve 2 serves for executing tipping movements on the bucket via the lines 6 and 7. A valve unit 8 allows the actuation of accessories, for example a tree clamp, via the control valve 2. On the other hand, a line 9 leads from the control valve 2 to the other side of the pistons of the hydraulic cylinders 3, a lowering operation being initiated via this line 9. A return line 10 leads in a known way from the control valve 2 to an oil reservoir 11 which is also conventionally designated as a tank.

One or more hydraulic reservoirs 12, which are pressurised via an air or gas cushion (not shown) to a pressurising pressure of the order of 15 to 20 bar, are provided. A connecting line 13 leads from the main line 1 between the control valve 2 and the hydraulic cylinders 3 via a switchable shut-off valve 14, which, as illustrated, can be constructed as a solenoid valve, to the hydraulic reservoirs 12. A line 15 leads from the line 9 to the shut-off valve 14. On the other hand, the shut-off valve 14 is [lacuna] via a return line 16, by way of restrictor 17 and a filter 18, via which the return line 10 can also be guided, to the oil reservoir 11. It can be seen that the shut-off valve 14 must have two positions. In one position shown, the four connected lines 13, 15, 13, 16 are each closed off from one another. In the other position, the two parts of the connecting line 13 are connected to one another, and on the other hand the line 15 is connected to the return line 16. The latter position corresponds to the stage when the damping system is cut in, that is to say the hydraulic reservoirs 12 are connected via the connecting line 13 to the main line 1 and therefore to the hydraulic cylinders 3. In the simplest form, the shut-off valve 14 can be manually actuable, in which case a safety valve should be provided in the connecting line 13 in order to protect the hydraulic reservoirs 12 against overload. However, if the shut-off valve 14 is not manually switchable, but as a function of the driving speed or as a function of the reaching of a specific tilt angle of the working tool,

such a safety valve can, as illustrated, be relinquished.

The control valve 2 and the shut-off valve 14 are bridged over via a filling line 19, 20. The filling line 19 branches off from the main line 1 upstream of the switching valve 2 and leads to a pressure-reducing valve 21 which, according to the symbols shown, is constructed as a controlled pressure-limiting valve. The second part or the filling line 20 leads from the pressure-reducing valve 21 via a non-return valve 22 to the hydraulic reservoirs 12. A return line 23 connects the pressure-reducing valve 21 to the oil reservoir 11.

The pressure-reducing valve 21 is constructed so that it is open at low pressures occurring in the filling line 19, that is to say connects the filling lines 19 and 20 to one another. The pressure-reducing valve 21 is set to a limit pressure which corresponds to the desired charging pressure in the hydraulic reservoirs 12 and which corresponds approximately to the expected supporting pressure in the main line 1 when the bucket is raised. When this set limit pressure is reached and exceeded, the pressure-reducing valve 21 closes off the filling line 20 and excess oil or leakage oil can flow back into the oil reservoir 11 via the return line 23. The non-return valve 22 ensures that the set and desired charging pressure in the hydraulic reservoirs 12 is stored and maintained.

An operation to fill the bucket proceeds as follows: first of all, the continuously driven pressure source conveys hydraulic medium in circulation without any appreciable excess pressure, the individual components, valves and the like, being set as shown in Figure 1. The shut-off valve 14 is closed. The control valve 2 is in its initial position shown and the pressure-reducing valve 21 is opened. Since no appreciable pressure prevails in the filling line 19, the hydraulic reservoirs 12 are loaded only with their pressurising pressure. The shut-off valve 14 may be controlled as a function of the driving speed. This control may be set and designed in such a way that a

specific driving-speed limit of the order of 6 km/h can be reached only in second gear. Now when the wheeled loader moves up to a place for material to be picked up, for example rock in a quarry, this takes place in first gear, so that the shut-off valve 14 assumes its closed position shown in Figure 1. The filling operation now commences with the breaking-loose phase, in which rock has to be broken loose from the pick-up place. This is carried out by a corresponding actuation of the control valve 2, with the wheeled loader essentially at a standstill. The valve units 4 and/or 5 are displaced in such a way that the corresponding movement of the bucket is selected via the main line 1 and/or the line 6 or 7. This generates, in the part of the main line 1 leading from the pressure source to the control valve 2, a very high pressure which can rise to a peak of the order of 220 bar. Consequently, the pressure in the filling line 19 and, via the opened pressure-reducing valve 21, in the filling line 20 and therefore in the hydraulic reservoirs 12 also rises. The hydraulic reservoirs 12 are charged to a desired charging pressure which is limited by the setting of the pressure-reducing valve 21. The set charging pressure can be of the order of 100 to 120 bar. As soon as this pressure is reached, the pressure-reducing valve 21 changes over, so that, even with a continued increase in pressure in the filling line 19, the hydraulic reservoirs 12 are protected from this increased pressure. When the breaking-loose phase is terminated and the bucket is raised to the height desired for the travel of the wheeled loader, the control valve 2 is changed over correspondingly, with the result that the part of the main line 1 between the control valve 2 and the hydraulic cylinders 3 is shut off. A pressure, which is designated as a supporting pressure and which corresponds to the weight of the bucket and of the picked-up material, will build up in this part of the main line 1. This supporting pressure can also amount approximately to the order of 100 to 120 bar and is dependent on the degree of filling of the bucket and the

specific gravity of the loaded material and on further factors. However, its fluctuations are only relatively small. Now when the wheeled loader is set in motion in a driving mode, the set switching point of the shut-off valve 14 is exceeded when a particular driving speed, for example 6 km/h, is exceeded in second gear, so that the shut-off valve 14 changes over into its other position shown in Figure 1. The two parts of the connecting line 13 are now connected to one another, so that, in conclusion, the hydraulic cylinders 3 are connected abruptly to the hydraulic reservoirs 12 via the lines 1 and 13. Since the supporting pressure corresponds approximately to the charging pressure of the hydraulic reservoirs 12, no appreciable displacement of hydraulic medium and therefore also no appreciable pressure compensation takes place, so that the disadvantageous fall or descent of the bucket after the cut-in of the hydraulic reservoirs 12 to the hydraulic cylinders 3 via the shut-off valve 14 is absent. As soon as the wheeled loader has reached the unloading place, for example a heavy-goods vehicle, its speed falls below that of 6 km/h towards the end of the travelling movement, with the result that the shut-off valve 14 is once again switched back into its position shown in Figure 1, so that the hydraulic reservoirs 12 are separated from the hydraulic cylinders 3. Even here, the pressure in the line 1 does not change, so that no vertical movement of the bucket takes place. The tipping off of the loaded material follows in the known way.

The expansion of the hydraulic reservoirs 12 from the enclosed charging pressure to the pressurising pressure occurs during the return trip of the wheeled loader from the unloading place to the loading place when the set driving speed of 6 km/h is exceeded. The damping system is therefore cut in here, this being utilised for the deliberate damping of pitch vibrations during the trip. Since the load weight is absent because the load has been tipped off, a comparatively low residual pressure will also be established in the hydraulic

reservoirs 12. At the loading place or when the driving speed falls below the set driving speed, the shut-off valve 14 changes over again and a new filling cycle can commence.

5           Figure 2 shows only the cutout, essential to the invention, from the hydraulic system which is otherwise unchanged in relation to the design according to Figure 1. Here, the filling line 19 does not branch off from the main line 1, but extracts hydraulic medium from the oil  
10   reservoir 11. A separate pump 24 is provided in the filling line 19. The pressure-reducing valve 21 is constructed, here, as a two-position solenoid switching valve. It is controlled between its two positions shown via a pressure switch 25 which is set to a desired  
15   charging pressure in the filling line 20. At the start of an operation to fill the bucket, for example during the breaking-loose phase, the pump 24 is actuated and the hydraulic reservoirs 12 are charged via the filling lines 19 and 20 connected to one another. When the charging  
20   pressure set at the pressure switch 25 is reached, the latter changes the pressure-reducing valve over to its other position, so that the charging pressure in the hydraulic reservoirs 12 is closed off and the pump 24, possibly following on, conveys in circulation via the  
25   return line 23. The pump 24 can then also be stopped. A change-over of the shut-off valve 14 then leads, in turn, to the connection of the hydraulic cylinders 3 to the hydraulic reservoirs 12.

          In the embodiment according to Figure 3, the  
30   pressure-reducing valve 21 is constructed as a pressure-curtailment device. It has the two positions, in which the filling lines 19 and 20 are either shut off from one another or connected to one another. The control of the pressure-reducing valve 21 takes place via the pressure  
35   switch 25 according to the pressure prevailing in the filling line. Here, as in the exemplary embodiment of Figure 1, the filling line 19 is connected to the main line 1 upstream of the control valve 2. A return of hydraulic medium to the reservoir 11 does not occur here.



The hydraulic system is protected via the pressure-limiting valve integrated in the control valve 2.

Figure 4 shows an embodiment of the pressure-reducing valve 21 which corresponds to that according to Figure 1. The circuit is also entirely similar, with the one exception that, here, the filling line 19 is not connected to the main line 1 upstream of the control valve 2, but to the main line 1 downstream of the control valve 2 via a part of the filling line 13. Thus, under some circumstances, the highest pressures occurring in the main line 1 are not used for storing the charging pressure in the hydraulic reservoirs 12; however, this circuit can be perfectly expedient or desirable. A restrictor 26 can be assigned to the pressure-reducing valve 21 or be integrated in the latter. The restrictor 26 can also be arranged in the filling line 19 or the filling line 20. The restrictor cross-section can be adjustable, in order thereby to introduce a time function, so that different charging pressures can be stored in the hydraulic reservoirs 12 as a function of time and can correspond to different degrees of filling of a bucket, so that an even better adaptation of the respective charging pressure to the respective supporting pressure in the hydraulic cylinders 3 thus takes place. The pressure difference between the two pressures mentioned therefore becomes even smaller. In an extreme case, any vertical movement of the bucket during a cut-in operation via the shut-off valve 14 is absent. However, it may be pointed out expressly that pressure differences between the supporting pressure and the charging pressure of the order of 10 to 20 bar do not become noticeable in a disadvantageous way when the hydraulic cylinders 3 are connected to the hydraulic reservoirs 12, because a descent of the bucket caused thereby comes within the springing movements of the wheeled loader during travel and is usually no longer noticed by the driver at all.

Patent Claims:

1. Hydraulic system for construction machines, especially wheeled loaders, tractors and the like, having a working tool, especially a bucket, which can be operated via hydraulic cylinders (3), a main line (1), which leads from a pressure source via a control valve (2) to the hydraulic cylinders (3), being provided in order to operate the hydraulic cylinders (3), from which main line (1) there branches off after the control valve (2) a connecting line (13) which leads to at least one hydraulic reservoir (12) and in which a switchable shut-off valve (14) is arranged, characterised in that a filling line (19, 20) which bridges over the shut-off valve (14) and connects the main line (1) to the hydraulic reservoir (12) is provided, and in that a pressure-reducing valve (21) is arranged in the filling line (19, 20).

2. Hydraulic system according to Claim 1, characterised in that the pressure-reducing valve (21) is set to the supporting pressure of the hydraulic cylinders (3).

3. Hydraulic system according to Claim 1 or 2, characterised in that the pressure-reducing valve (21) is constructed as a pressure-limiting valve or as a pressure-curtailment device.

4. Hydraulic system according to Claim 1, characterised in that the filling line (19, 20) also bridges over the control valve (2) and is connected to the main line (1) upstream of the control valve (2).

5. Hydraulic system according to Claim 3, characterised in that the pressure-reducing valve (21) is connected to an oil reservoir (21) via a return line (23).

6. Hydraulic system according to Claim 1, characterised in that the pressure-reducing valve (21) is constructed such that flow can pass through it as a function of time, or is provided with a restrictor (26) which can, in particular, be set.

7. Hydraulic system according to Claim 1 or 3,

characterised in that the pressure-reducing valve (21) is constructed as a solenoid valve, and is controlled via a pressure switch (25) in the part of the filling line (20) leading to the hydraulic reservoir (12).

5 8. Hydraulic system according to Claim 1, characterised in that the switchable shut-off valve (14) is constructed as a solenoid valve which is controlled as a function of the driving speed or as a function of the tilt angle of the working tool.

10 9. Hydraulic system according to Claim 8, characterised in that, when the solenoid valve is being controlled as a function of the driving speed, the switching point is set such that said switching point cannot be exceeded until in second gear.

15 10. Hydraulic system according to Claim 3, characterised in that the pressure-reducing valve (21) which is constructed as a pressure-curtailment device is constructed in a pulse-width-modulated manner.

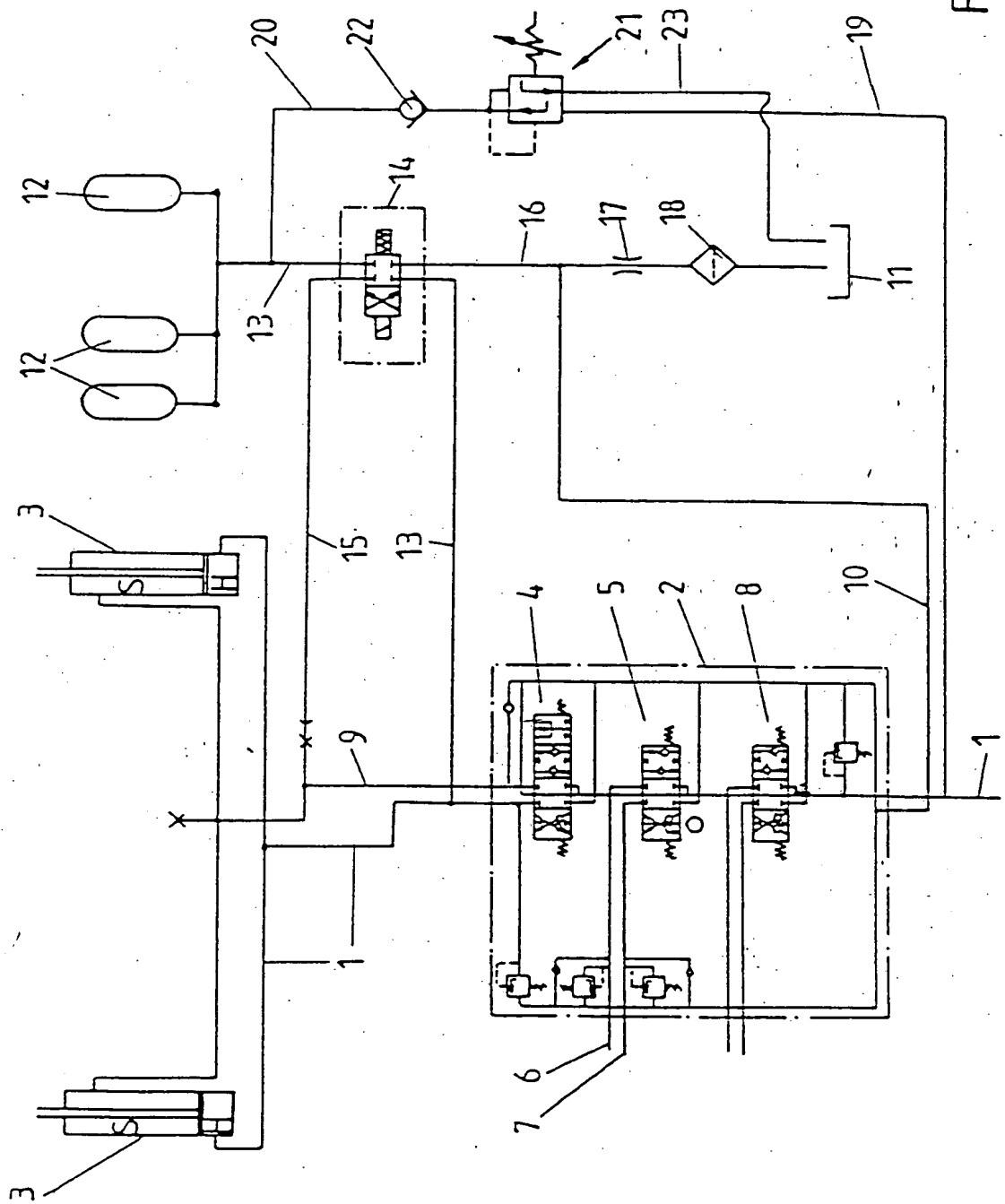


Fig. 1

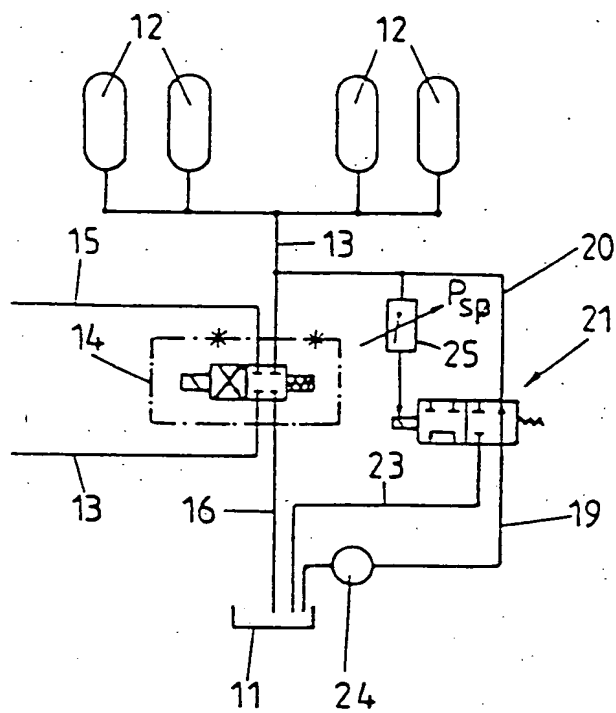


Fig. 2

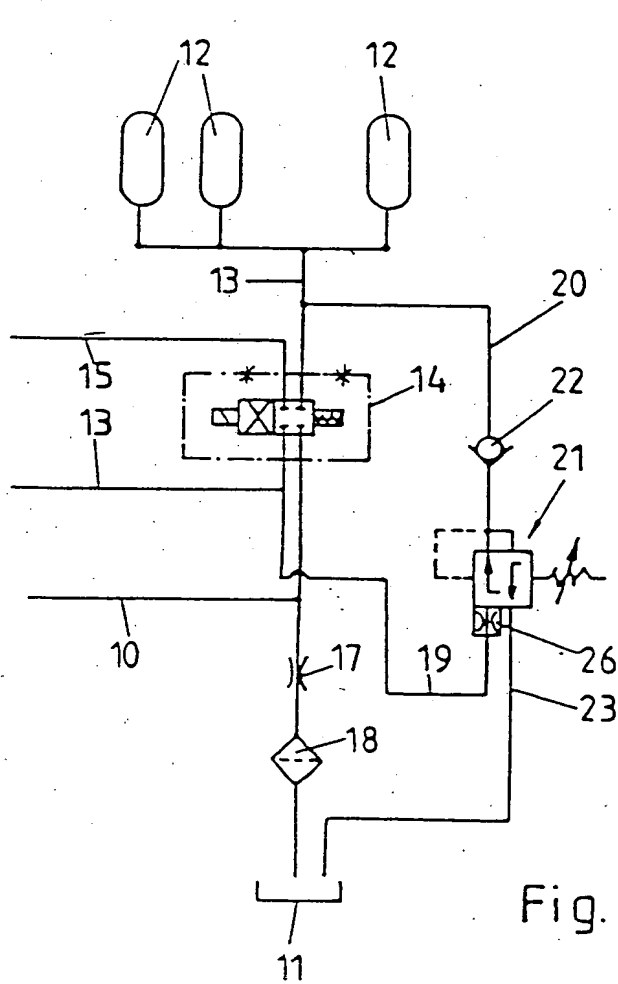


Fig. 4

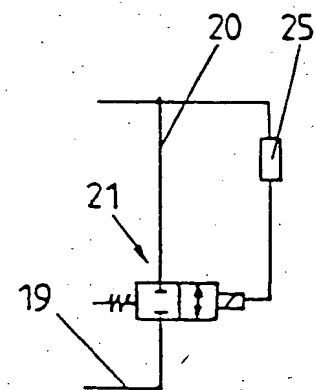


Fig. 3